



(19) BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

(12) **Offenl. gungsschrift**
(10) **DE 41 17 582 A 1**

(51) Int. Cl. 5:
F 16 D 13/60
F 16 D 3/80

DE 41 17 582 A 1

(21) Aktenzeichen: P 41 17 582.4
(22) Anmeldetag: 29. 5. 91
(43) Offenlegungstag: 5. 12. 91

(30) Innere Priorität: (32) (33) (31)

31.05.90 DE 40 17 519.7 29.06.90 DE 40 20 759.5
31.08.90 DE 40 27 542.6 31.08.90 DE 40 27 593.0
31.08.90 DE 40 27 614.7 31.08.90 DE 40 27 629.5
24.12.90 DE 40 41 709.3 24.12.90 DE 40 41 722.0

(71) Anmelder:

LuK Lamellen und Kupplungsbau GmbH, 7580 Bühl,
DE

(72) Erfinder:

Friedmann, Oswald, 7585 Lichtenau, DE

(54) Drehmomentübertragungseinrichtung

(57) Die Erfindung betrifft eine Drehmomentübertragungseinrichtung mit einer ersten, an der Brennkraftmaschine befestigbaren, und einer zweiten, über eine Kupplung einem Getriebe zu- und abschaltbaren Schwungmasse, die über eine Wälzlagierung relativ zueinander verdrehbar gelagert sind und zwischen denen eine Dämpfungseinrichtung vorgesehen ist, mit in Umfangsrichtung wirksamen Kraftspeichern.

DE 41 17 582 A 1

Beschreibung

Die Erfindung betrifft eine Drehmomentübertragungseinrichtung, wie sie beispielsweise durch die DE-OS 37 21 705 bekannt geworden ist. Diese besitzt eine erste, an einer Brennkraftmaschine befestigbare, und eine zweite, über eine Kupplung einem Getriebe zu- und abschaltbare Schwungmasse, die über eine Wälzlagierung relativ zueinander verdrehbar gelagert sind und zwischen denen eine Dämpfungseinrichtung vorgesehen ist mit in Umfangsrichtung wirksamen Kraftspeichern.

Derartige Drehmomentübertragungseinrichtungen mit einem geteilten bzw. Zweimassenschwungrad haben sich im Fahrzeugeinsatz allgemein bewährt, wobei jedoch bei kleineren Fahrzeugen solche Einrichtungen, trotz ihrer Vorteile, aufgrund des verhältnismäßig hohen Preises sich noch nicht auf breiter Basis durchsetzen konnten. Weiterhin wurden derartige Drehmomentübertragungseinrichtungen bisher, insbesondere bei Fahrzeugen, bei denen der axiale Bauraum nicht so extrem begrenzt ist, wie dies bei solchen mit Queranordnung der Antriebseinheit Motor und Getriebe häufig der Fall ist, verwendet worden, nämlich vorwiegend bei Fahrzeugen mit Längsanordnung von Motor und Getriebe. Für Fahrzeuge mit sehr begrenztem Einbauraum für die Antriebseinheit, insbesondere für solche mit Queranordnung von Motor und Getriebe, konnten sich derartige Zweimassenschwungräder eben wegen der begrenzten Platzverhältnisse nicht in der ihnen technisch zukommenden Weise durchsetzen.

Der vorliegenden Erfindung lag die Aufgabe zugrunde, eine Drehmomentübertragungseinrichtung zu schaffen, die einen kostengünstigen Aufbau aufweist, weiterhin extrem kleine axiale Abmessungen besitzt und dadurch auch für die Anwendung bei quer eingebauten Antriebseinheiten (Motor und Getriebe) geeignet ist. Darüber hinaus soll eine einwandfreie Lagerung der Schwungmassen relativ zueinander und eine optimale Funktion sowie die Erzielung optimaler Drehmoment- und Dämpfungsrationen gewährleistet sein. Des Weiteren soll die Einrichtung einfach montierbar und preiswert herstellbar sein.

Dies wird gemäß der Erfindung dadurch erzielt, daß die einen Hohlraum zur Durchführung eines Elementes, wie einer Getriebewelle, umhüllende Wälzlagierung auf einem, zumindest im wesentlichen, kleineren Durchmesser vorgesehen ist als die Verschraubungsbohrungen für die von der dem Motor abgekehrten Seite der einen Schwungmasse her einschraubbaren Schrauben zur Befestigung der ersten Schwungmasse an der Abtriebswelle der Brennkraftmaschine und daß in der anderen Schwungmasse zumindest annähernd mit den Verschraubungsbohrungen fluchtende Durchgangsbohrungen vorgesehen sind zur Durchführung wenigstens eines Verschraubungswerkzeuges für die Befestigung, z.B. Verschraubung, der Drehmomentübertragungseinrichtung an der Abtriebswelle der Brennkraftmaschine. Die Durchgangsbohrungen in der anderen Schwungmasse können in vorteilhafter Weise auch derart ausgebildet sein, daß die Schrauben axial hindurchgesteckt werden können, also einen Querschnitt aufweisen, der das axiale Hindurchführen eines Schraubenkopfes ermöglicht. Durch einen derartigen Aufbau der Drehmomentübertragungseinrichtung kann ein verhältnismäßig kleines und preiswertes Wälzlagern verwendet werden. Dadurch, daß radial innerhalb der Wälzlagierung bzw. radial innerhalb des die Wälzlagierung aufnehmenden

Bereiches der Drehmomenteinrichtung ein Hohlraum vorgesehen ist, kann die Nabe einer Kupplungsscheibe und/oder die die Kupplungsscheibe aufnehmende Getriebeingangswelle zumindest teilweise axial in den Hohlraum eintauchen, so daß der axiale Platzbedarf für das aus Drehmomentübertragungseinrichtung, Kupplungsscheibe und Kupplung gebildete Drehmomentübertragungsaggregat in axialer Richtung eine gedrängte Bauweise aufweist. Der radial innerhalb der Wälzlagierung vorgesehene Hohlraum ermöglicht weiterhin, die Getriebeingangswelle in bekannter Weise über ein Pilotlager in der Abtriebswelle der Brennkraftmaschine zu lagern, wodurch der Einsatz der erfundsgemäßen Drehmomentübertragungseinrichtung wesentlich erleichtert werden kann.

Für den Aufbau und die Funktion der Drehmomentübertragungseinrichtung kann es besonders vorteilhaft sein, wenn die Lagerung einen an einer der Schwungmassen vorgesehenen axialen Ansatz umschließt. Vorteilhaft kann es sein, wenn dieser axiale Ansatz einstückig ist mit der entsprechenden Schwungmasse. Für manche Anwendungsfälle kann es jedoch auch zweckmäßig sein, wenn der von der Wälzlagierung umgebene Ansatz durch ein an den radial inneren Bereichen der entsprechenden Schwungmasse befestigtes Rohr bzw. hülsenförmiges Bauteil gebildet ist. Dieses hülsenförmige Bauteil kann an den, eine Ausnehmung begrenzenden, radial inneren Bereichen der Schwungmasse befestigt sein. In vorteilhafter Weise kann die mit der Abtriebswelle der Brennkraftmaschine verbindbare Schwungmasse den axialen Ansatz tragen. Es kann jedoch auch für manche Anwendungsfälle zweckmäßig sein, wenn die mit einem Getriebe verbindbare Schwungmasse den axialen Ansatz trägt oder wenn beide Schwungmassen jeweils mindestens einen axialen Ansatz aufweisen, wobei diese Ansätze sich axial überlappen können und radial zwischen diesen die Wälzlagierung angeordnet sein kann.

Besonders vorteilhaft kann es sein, wenn die einen axialen Ansatz aufweisende Schwungmasse auch einen viskos Medium enthaltenden, ringförmigen Raum trägt, der die in Umfangsrichtung wirksamen Kraftspeicher aufnimmt.

Zur Positionierung der beiden Schwungmassen relativ zueinander kann in besonders vorteilhafter Weise ein Wälzlagern verwendet werden, dessen Innenring aufsitzt auf dem axialen Ansatz bzw. der Verlängerung einer der Schwungmassen und dessen Außenring die andere Schwungmasse trägt, wobei der größte Durchmesser des Außenringes kleiner ist als der Durchmesser auf dem die Verschraubungsbohrungen angeordnet sind. Bei sehr engen Platzverhältnissen kann es auch von Vorteil sein, wenn wenigstens eine der Abwälzbahnen für die Wälzkörper einstückig ausgebildet ist mit einer der Schwungmassen, wobei es besonders zweckmäßig sein kann, wenn eine solche Abwälzbahn am axialen Ansatz der entsprechenden Schwungmasse angeformt ist, so daß dieser Ansatz gleichzeitig als Lagerring dient. Für manche Anwendungsfälle kann es für die Funktion von Vorteil sein, wenn der radial äußere Lagerring einstückig ausgebildet ist mit einem mit der ersten Schwungmasse verbundenen Ansatz. Vorteilhaft kann es jedoch auch sein, wenn der radial innere Lagerring einstückig ist mit dem von der ersten Schwungmasse getragenen Ansatz und der äußere Lagerring die zweite Schwungmasse trägt, wobei dieser äußere Lagerring ebenfalls einstückig mit der zweiten Schwungmasse ausgebildet sein kann.

Eine weitere erforderliche Maßnahme, die eine be-

sonders einfache Handhabung und Montage und preiswerte Herstellung ermöglicht, besteht darin, daß das geteilte Schwungrad zusammen mit dem Kupplungsaggregat, bestehend aus Kupplung und Kupplungsscheibe, eine auf der Kurbelwelle der Brennkraftmaschine befestigbare und vormontierte Baueinheit bildet, die zweckmäßigerweise außerdem noch das die beiden Schwungmassen zueinander lagernde Wälzlager beinhaltet. Zweckmäßig kann es sein, wenn die Einheit weiterhin einen an der ersten Schwungmasse vorgesehenen Tragflansch für das Wälzlagerring besitzt, in dem axiale Bohrungen vorgesehen sind, in denen die Befestigungsschrauben für die Befestigung der Einheit an der Kurbelwelle bereits enthalten, also vormontiert sein können. Dabei kann es weiterhin zweckmäßig sein, wenn diese Befestigungsschrauben in der Einheit verliersicher gehalten sind, wobei diese Verliersicherung durch nachgiebige Mittel gebildet sein kann, deren Haltekraft sodann bei der Montage, z. B. durch das Anziehen der Schrauben, überwunden wird.

Gemäß einem weiteren Merkmal ist in dieser vormontierten Einheit die Kupplungsscheibe bereits in einer zur Rotationsachse der Kurbelwelle bzw. der des Pilotlagers vorzentrierten Position zwischen zweiter Schwungmasse und der Druckplatte der Kupplung eingespannt. Dabei ist es außerdem vorteilhaft, wenn in der Kupplungsscheibe bzw. im Flansch derselben Öffnungen vorgesehen sind, die deckungsgleich sind mit den Verschraubungsbohrungen für die Befestigung am Motor und wenn weiterhin die Kupplungsscheibe derart zwischen zweiter Schwungmasse und Druckplatte der Kupplung eingespannt ist, daß die Verschraubungsbohrungen und die Öffnungen einander zumindest überdecken, wobei diese auch fluchtend ausgebildet sein können. Darüberhinaus können in der Tellerfeder der Kupplung, zweckmäßigerweise zwischen zwei einzelnen Zungen, Öffnungen vorgesehen sein zum Einführen eines Verschraubungswerkzeuges, wobei diese Öffnungen ebenfalls überdeckend sind mit den Öffnungen in der Kupplungsscheibe und den Bohrungen in der zweiten Schwungmasse bzw. im Tragflansch der ersten Schwungmasse. Dabei können die Öffnungen in der Tellerfeder fluchtend sein mit den Bohrungen im Tragflansch der ersten Schwungmasse. Die Bohrungen in letzterem sind jedoch in der Regel unsymmetrisch zueinander vorgesehen, um die erste Schwungmasse gegenüber der Kurbelwelle lediglich in einer ganz bestimmten Position montieren zu können. Die Öffnungen in der Tellerfeder und diejenigen in der Kupplungsscheibe können ebenfalls entsprechend der Teilung der Öffnungen im Tragflansch und in der Abtriebswelle der Brennkraftmaschine, wie z. B. der Kurbelwelle, in ungleichmäßiger Verteilung vorgesehen sein. Es ist aber auch möglich, falls die Unregelmäßigkeit der Kreisverteilung der Bohrungen im Tragflansch der ersten Schwungmasse bzw. in der Kurbelwelle nur geringfügig ist, die Öffnungen in der Tellerfeder für den Durchgang eines Verschraubungswerkzeuges symmetrisch über den Umfang anzuordnen, sie sind jedoch im Durchmesser größer auszubilden als der Durchmesser der durch sie hindurchzuführenden Bereiche des Schraubwerkzeuges, und zwar derart, daß das oder die Schraubwerkzeuge einwandfrei auf die Schraube bzw. Schrauben aufgesetzt werden können.

Unabhängig von der Verteilung dieser Öffnungen kann es vorteilhaft sein, wenn die Öffnungen in der Tellerfeder und/oder die Öffnungen in der Kupplungsscheibe kleiner sind als die Köpfe der Befestigungsschrauben,

so daß diese Befestigungsschrauben gegen ein Herausfallen in der dem Motor bzw. der ersten Schwungmasse abgekehrten Richtung entweder durch die Tellerfeder oder durch die Kupplungsscheibe gesichert sind. Im letzteren Falle kann die Verteilung der Öffnungen in der Kupplungsscheibe in gleicher Weise vorgenommen sein, wie dies im Zusammenhang mit der Tellerfeder beschrieben ist.

Die Position, in der die Befestigungsschrauben verliersicher in der Baueinheit gehalten sind, ist zweckmäßig eine solche, daß einerseits, wie bereits erwähnt, die Köpfe in dem Innenraum der Baueinheit gehalten sind — also z. B. innerhalb des von der Tellerfeder umschlossenen Raumes — und andererseits auf der anderen Seite die Gewindegänge nicht über die motorseitige Kontur der ersten Schwungmasse hinausragen, was im Zusammenhang mit den bereits erwähnten nachgiebigen Mitteln erreicht werden kann, die die Schrauben in dieser Position halten, klemmen oder einschließen können.

Vorteilhaft kann es weiterhin sein, wenn die erste Schwungmasse ebenfalls das Pilotlager vormontiert trägt, wobei das Pilotlager in dem von der Wälzlagerring umhüllten Raum vorgesehen sein kann. Das Pilotlager kann dabei in dem von der ersten Schwungmasse getragenen axialen Ansatz in vorteilhafter Weise aufgenommen werden, wobei der Ansatz das die beiden Schwungmassen lagernde Wälzlagerring radial außen trägt.

Eine derartige, komplett vormontierte Baueinheit läßt sich, wie bereits erwähnt, einfach und preiswert transportieren und montieren, während eventuell erforderliche Wartungsarbeiten, wie insbesondere das Auswechseln der Kupplungsscheibe bei verschlissenen Kupplungsbelägen, in bekannter Weise erfolgen können, indem die Kupplung von der zweiten Schwungmasse getrennt werden kann.

Anhand der Fig. 1 bis 5 sei die Erfindung näher erläutert.

Dabei zeigt Fig. 1 einen Schnitt durch eine erfindungsgemäße Drehmomentübertragungseinrichtung, und die Fig. 2 bis 5 zeigen jeweils einen Schnitt durch eine weitere Ausführungsvariante einer erfindungsgemäßen Drehmomentübertragungseinrichtung.

In Fig. 1 ist ein geteiltes Schwungrad 1 gezeigt, das eine, an einer nicht gezeigten Kurbelwelle einer Brennkraftmaschine befestigbare, erste oder Primärschwungmasse 2 besitzt sowie eine zweite oder Sekundärschwungmasse 3. Auf der zweiten Schwungmasse 3 ist eine Reibungskupplung 4 unter Zwischenlegung einer Kupplungsscheibe 5 befestigt, über die ein ebenfalls nicht gezeichnetes Getriebe zu- und abgekuppelt werden kann. Die Schwungmassen 2 und 3 sind über eine Lagerung 6 zueinander verdehbar gelagert, die radial innerhalb der Bohrungen 7 zur Durchführung von Befestigungsschrauben 8 für die Montage der ersten Schwungmasse 2 auf der Abtriebswelle der Brennkraftmaschine angeordnet ist. Zwischen den beiden Schwungmassen 2 und 3 ist die Dämpfungseinrichtung 9 wirksam, die Schraubendruckfedern 10 besitzt, die in einem ringförmigen Raum 11, der einen torusartigen Bereich 12 bildet, untergebracht sind. Der ringförmige Raum 11 ist zumindest teilweise mit einem viskosen Medium, wie beispielsweise Öl oder Fett, gefüllt.

Die Primärschwungmasse 2 ist überwiegend durch ein Bauteil 13, das aus Blechmaterial hergestellt wurde, gebildet. Das Bauteil 13 dient zur Befestigung der ersten Schwungmasse 2 an der Abtriebswelle der Brennkraftmaschine und trägt den ringförmigen Raum 11. Das

Bauteil 13 besitzt einen im wesentlichen radial verlaufenden, flanschartigen Bereich 14, der radial innen einen einteilig angeformten, axialen Ansatz 15 trägt, welcher von den Bohrungen bzw. Löchern 7 umgeben ist. Das einreihige Wälzlager 6a der Wälzlagereinheit 6 ist mit seinem Innenring 16 auf einer äußeren Tragschulter des Endabschnittes 15a des axialen Ansatzes 15 aufgenommen. Der Außenring 17 des Wälzlagers 6a trägt die im wesentlichen als flacher, scheibenförmiger Körper ausgebildete zweite Schwungmasse 3. Hierfür besitzt die Schwungmasse 3 eine zentrale Ausnehmung, in der das Lager 6a aufgenommen ist.

Der im wesentlichen radial verlaufende Bereich 14 geht radial außen in einen halbschalenartig bzw. C-förmig ausgebildeten Bereich 18 über, der die Kraftspeicher 10 wenigstens über deren Außenumfang zumindest teilweise umgreift und führt bzw. abstützt. Der radial äußere, schalenartige Bereich 18 des Blechkörpers 13 ist gegenüber den radial weiter innen liegenden Bereichen 14 in Richtung zur Brennkraftmaschine hin axial versetzt. Der schalenförmige Bereich 18 übergreift mit einem äußeren, axial verlaufenden Abschnitt die Schraubenfedern 10 zumindest teilweise und begrenzt den ringförmigen Raum 11 bzw. dessen torusartigen Bereich 12 radial nach außen hin. An seinem in Richtung der zweiten Schwungmasse 3 bzw. der Kupplung 4 weisenden Ende trägt der schalenartige Bereich 18 einen ebenfalls schalenartig ausgebildeten Körper 19, der aus Blech gebildet sein kann und ebenfalls zur Bildung bzw. Abgrenzung des ringförmigen Raumes 11 dient. Der schalenartig ausgebildete Körper 19 umgreift teilweise den Umfang der Kraftspeicher 10. Bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel erstrecken sich der schalenartige Bereich 18 und der schalenartig ausgebildete Körper 19 jeweils zumindest annähernd über die Hälfte der axialen Erstreckung eines Kraftspeichers 10. Der Körper 19 ist mit dem Blechkörper 13 verschweißt (bei 20) und besitzt einen sich radial nach innen hin erstreckenden Abschnitt bzw. Wandung 19a. Der durch den schalenartigen Körper 19 und den schalenartigen Bereich 18 gebildete torusartige Bereich 12 ist, in Umfangsrichtung betrachtet, unterteilt in einzelne Aufnahmen, in denen die Kraftspeicher 10 vorgesehen sind. Die einzelnen Aufnahmen sind, in Umfangsrichtung betrachtet, voneinander getrennt durch Beaufschlagungsbereiche 18a, 19b für die Kraftspeicher 10, welche, wie gezeigt, durch in das Blechteil 13 und den schalenartigen Körper 19 eingeprägte Taschen gebildet sein können. Die Aufnahmen für die Federn 10 sind durch in die Blechteile 18 und 19 eingebrachte Einbuchtungen gebildet.

Die an der zweiten Schwungmasse 3 vorgesehenen Beaufschlagungsbereiche 21 für die Kraftspeicher 10 sind durch zumindest ein an der Schwungmasse 3 befestigtes Beaufschlagungsmittel 22 gebildet, das als Drehmomentübertragungselement zwischen den Kraftspeichern 10 und der Schwungmasse 3 dient. Das Beaufschlagungsmittel 22 kann durch ein ringförmiges Bauteil mit radialen Ausleger 21 gebildet sein oder aber auch durch Einzelsegmente, welche entsprechend der Federanordnung über den Umfang verteilt sind. Ein solches Segment besitzt einen Fußbereich zur Befestigung an der zweiten Schwungmasse und einen radialen Bereich zur Beaufschlagung der Kraftspeicher. Bei Verwendung eines ringförmigen Bauteils 22 kann dieses einen inneren, in sich geschlossenen, ringförmigen Bereich 22a aufweisen, der mit der zweiten Schwungmasse über Blindnietverbindungen 23 verbunden ist und der radial außen liegenden Ausleger 21 trägt, die sich radial zwischen den Enden von

Kraftspeichern 10 erstrecken und im Ruhezustand des Schwungrades 1, also wenn kein Drehmoment übertragen wird, axial unmittelbar zwischen den Beaufschlagungsbereichen bzw. Taschen 18a, 19b befinden.

Die Anordnung der mit den Reibbelägen 24 der Kupplungsscheibe 5 zusammenwirkenden Reibfläche 25 der Schwungmasse 3, in Bezug auf die Ausgestaltung der Beaufschlagungsmittel 22, ist derart getroffen, daß mehr als 50% der radialen Erstreckung der Reibfläche 25 sich radial innerhalb des von dem bzw. den Beaufschlagungsmitteln begrenzten, kleinsten Durchmessers 26 befinden. Dadurch können die Befestigungsmittel, wie z. B. die Vernietungen 23, zur Fixierung des Beaufschlagungsmittels bzw. des Übertragungselementes 22 an der Schwungmasse 3 verhältnismäßig weit außen angebracht werden. Dadurch wird eine Ausgestaltung des ringförmigen Raums 11 ermöglicht, die gewährleistet, daß dieser Raum 11 sich radial nach innen hin nicht über den mittleren Reibdurchmesser 27 der Reibfläche 25 erstreckt. Dadurch können, wie dies aus der Fig. 1 hervorgeht, radial innerhalb des ringförmigen Raums 11 die erste Schwungmasse 2 bzw. das den Hauptbestandteil der Schwungmasse 2 bildende Bauteil 13 und zweite Schwungmasse 3 über eine verhältnismäßig große radiale Erstreckung, unter Bildung eines Zwischenraums bzw. Luftpaltes 28, sich unmittelbar gegenüberliegen, also direkt benachbart sein, wodurch eine in axialer Richtung sehr kompakte Bauweise des aus Schwungrad 1, Kupplung 4 und Kupplungsscheibe 5 bestehenden Aggregats ermöglicht wird. Je nach Anwendungsfall kann der Zwischenraum 28 eine axiale Breite zwischen 0,5 und 4 mm aufweisen. Zweckmäßig ist es, wenn dieser Zwischenraum 28 über wenigstens 50% seiner radialen Erstreckung eine Spaltbreite zwischen 1 und 2 mm besitzt. In vorteilhafter Weise kann dieser Zwischenraum 28 zur Kühlung des Schwungrades 1 dienen, und zwar, indem durch diesen Zwischenraum 28 ein Kühlluftstrom hindurchgeführt wird. Zur Erzeugung einer solchen Kühlluftzirkulation, besitzt die zweite Schwungmasse 3 radial innerhalb der Reibfläche 25 axiale Durchbrüche 29, die, ausgehend von der der Kupplung 4 zugewandten Seite der Schwungmasse 3, sich in Richtung des radial verlaufenden Bereiches 14 des motorseitigen Blechkörpers 13 erstrecken und in den Zwischenraum 28 einmünden, so daß der Luftstrom unmittelbar an dem Bereich 14 vorbeiströmt bzw. auf diesen Bereich 14 gerichtet ist. Zusätzlich oder alternativ zu den Durchbrüchen 29 kann der radial verlaufende Bereich 14 des Blechkörpers 13 axiale Durchlässe 30 aufweisen, die den Zwischenraum 28 mit der dem Motor zugewandten Seite des Blechkörpers 13 verbinden. In Umfangsrichtung zwischen den Befestigungsstellen 23 für das Übertragungselement 22 besitzt die Schwungmasse 3 in Richtung der Reibfläche 25 gerichtete Nuten oder Vertiefungen 31, die zur Erzeugung eines radialen Durchlasses nach außen hin für den Kühlstrom dienen. Zur Verbesserung der Kühlung kann die zweite Schwungmasse 3 weitere axiale Durchlässe 32 aufweisen, die radial weiter außen liegen und auf der der Reibfläche 25 abgewandten Seite mit dem Zwischenraum 28 bzw. den Vertiefungen 31 in Verbindung stehen und auf der der Kupplung 4 zugewandten Seite der Schwungmasse 3 radial außerhalb der Reibfläche 25 ausmünden. Zur weiteren Verbesserung der Kühlung können die radial inneren Durchlässe 29 und die radial weiter außen liegenden Durchlässe 32 der zweiten Schwungmasse 3 über radial verlaufende Belüftungsrinnen bzw. -nuten miteinander verbunden sein, die auf der der Reibfläche 25 abgekehrten Seite der

zweiten Schwungmasse 3 vorgesehen und strichpunktiert ange deutet sowie mit 33 gekennzeichnet sind. Die axialen Durchlässe bzw. Ausnehmungen 29, 30 und 32 können, in Umfangsrichtung betrachtet, länglich ausgebildet sein und zur Erhöhung des Kühl luft durchsatzes eine gebläseschaufelartige Gestalt auf weisen.

Zur Abdichtung der teilweise mit viskosem Medium gefüllten ringförmigen Kammer 11 sind eine radial innere und eine radial weiter außen liegende Dichtung 34, 35 vorgesehen. Bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel sind die beiden Dichtungen 34, 35 jeweils membranartig ausgebildet und ein stückig hergestellt. Die beiden Dichtungen 34, 35 könnten jedoch auch durch getrennte federnde Bauteile gebildet sein. Die radial innere Dichtung 34 stützt sich an dem radial verlaufenden Bereich 14 der Schwungmasse 2 ab, und zwar auf einem Durchmesserbereich, der sich radial außerhalb des mittleren Reibdurchmessers 27 der Reibfläche 25 der Schwungmasse 3 befindet. Radial außen geht die Dichtung 34 in einen radial verlaufenden Bereich 36 über, der kreisringförmig ausgebildet ist und zwischen dem kreisringförmigen Bereich 22a des Flansches 22 und den, in Umfangsrichtung betrachtet, zwischen den Belüftungskanälen 31 an der Schwungmasse 3 vorhandenen Vorsprüngen 37 eingeklemmt ist. Der kreisringförmige Bereich 36 verbindet die beiden Dichtungen 34, 35 und besitzt entsprechend angeordnete Ausnehmungen zur Durchführung der für die Blindnietverbindungen 23 erforderlichen Niete. Die radial gerichtete, ebenfalls axial federnde, membranartige Dichtung 35 stützt sich radial außen an der radialen Wandung 19a ab und geht radial innen in einen axialen Bereich 38 über, der seinerseits mit dem radialen Bereich 36 verbunden ist. Wie aus Fig. 1 ersichtlich ist, ist der axial federnde Bereich 35 radial außerhalb der Reibfläche 25 angeordnet. Durch die Ausgestaltung und Anordnung der Dichtungen 34, 35 wird ebenfalls gewährleistet, daß der Freiraum bzw. Luftpalt 28, der unmittelbar zwischen den beiden Schwungmassen 2 und 3 vorgesehen ist, eine verhältnismäßig große radiale Erstreckung aufweist, wodurch die Kühlung der die Reibfläche 25 aufweisenden Schwungmasse 3 erheblich verbessert werden kann. Weiterhin können, aufgrund der Anordnung der membranartigen Dichtung 34, die radial äußeren Belüftungskanäle 32 radial innerhalb der Dichtung 34 axial an dieser vorbeigeführt werden und kupplungsseitig ausmünden. Im Bereich der Durchlässe 32 besitzt der Kupplungsdeckel 39 in seinem radial äußeren Verschraubungsbereich bzw. Randbereich 40 und gegebenenfalls auch in seinen anderen Bereichen Unterbrechungen 41 oder Ausnehmungen 42, die mit den Durchlässen 32 zur Erzeugung eines Kühl luftstromes zusammenwirken. Die Unterbrechungen 41 können durch axiale Ausbuchtungen des Deckels 39 gebildet sein, welche zur Aufnahme von Drehmoment übertragungsmitteln, wie z. B. Blattfedern, dienen. Die im radial äußeren Bereich der Reibfläche 25 angeordnete, radial innere Dichtung 34 dichtet den Freiraum bzw. den Luftpalt 28 gegenüber dem radial weiter außen liegenden ringförmigen Raum 11 ab.

Zur Verringerung des Wärmeübergangs von der Schwungmasse 3 zum ringförmigen Raum 11 kann zwischen dem mit den Kraftspeichern 10 zusammenwirkenden Flansch 22 bzw. zwischen den Einzelsegmenten und der Schwungmasse 3 eine Zwischenlage aus einem thermisch isolierenden Material, wie z. B. aus einem hitze beständigen Kunststoffmaterial, vorgesehen werden. Anstatt einer Zwischenlage kann auch die Dichtung 34 oder 35 bzw. beide Dichtungen 34, 35 aus einem, eine

geringe Wärmeleitfähigkeit aufweisenden Material her gestellt sein. Dadurch wirken die radialen Bereiche 36 der Dichtungen, welche axial zwischen der Schwungmasse 3 und dem Flanschkörper 22 bzw. den segmentar tigen Teilen eingespannt sind, als thermische Isolierung.

Der schalenartige Körper 19 trägt einen Anlasser zahnkranz 43, der über eine Schweißverbindung mit dem Schalenkörper 19 verbunden ist. Der Anlasser zahnkranz 43 übergreift axial und umgreift in Umfangsrichtung die äußersten Konturen der Schwungmasse 3.

Das Wälz lager 6a ist auf die im Endbereich 15a des axialen Ansatzes 15 vorgesehene Schulter aufgepreßt. Das Lager 6a ist ebenfalls in der zentralen Ausnehmung der zweiten Schwungmasse 3 mit einer Preßpassung aufgenommen. Die axiale Abstützung der Schwungmasse 3 gegenüber der Schwungmasse 2 erfolgt einerseits über eine radiale Schulter 17a, die an der zweiten Schwungmasse 3 vorgesehen ist und den äußeren Lagerring 17 an seinem der Kupplungsscheibe 5 zuge wandten Ende radial übergreift, und andererseits über eine radiale Abstützstufe 16a, welche an dem axialen Ansatz 15 auf der der Kupplungsscheibe 5 abgewandten Seite des inneren Lagerringes 16 angeformt ist. Über die Schulter 17a und die Abstützstufe 16a kann die Aus rückkraft der Kupplung 4 durch das Lager 6a abgefangen werden.

Der axiale Ansatz 15 der Schwungmasse 2 begrenzt einen Hohlraum 45, in den axial die Endbereiche 46 der Nabe 47 der Kupplungsscheibe 5 eingreifen. In den Hohlraum 45 kann sich weiterhin eine die Nabe 47 auf nehmende Getriebeeingangswelle axial hineinerstrecken. Zur Lagerung der in den Hohlraum eingreifenden Getriebewelle kann radial innerhalb des axialen Ansatzes 15 ein Pilotlager 48 aufgenommen sein, in dem der Endzapfen der Getriebeeingangswelle zentriert wird. Bei Ausführungsformen, bei denen das Pilotlager unmittelbar in der Ausgangswelle der Brennkraftmaschine aufgenommen und zentriert ist, kann die Getriebeeingangswelle sich axial über die ganze Länge des axial durchgehenden Hohlraumes 45 erstrecken.

Zusammen mit dem Kupplungs aggregat, bestehend aus Kupplung 4 und Kupplungsscheibe 5, bildet das Zweimassenschwungrad 1 eine Baueinheit A, die als solche vormontiert ist, so versandt und gelagert und auf die Kurbelwelle einer Brennkraftmaschine in besonders einfacher und rationeller Weise angeschraubt werden kann. Die Baueinheit A besitzt also bereits integriert das Lager 6, welches auf dem axialen Ansatz 15 aufgebracht ist, der wiederum an der ersten Schwungmasse 2 vorgesehen ist. In den Bohrungen 7 des Flanschbereiches 14 sind außerdem noch die Befestigungsschrauben 8 bereits vormontiert bzw. enthalten, und zwar in Form von Inbusschrauben 8. Dabei befinden sich, wie dies in der unteren Hälfte der Fig. 1 gezeigt ist, deren Schraubenköpfe 50 axial in einer solchen Position zwischen dem Flansch 51 der Kupplungsscheibe 5 und dem Befestigungsbereich 14a der ersten Schwungmasse 2, und die Gewindegemebereiche 52 sind so bemessen und, wie nachstehend beschrieben, so gehalten, daß sie axial nicht über die Kontur 53 der ersten Schwungmasse 2, also die dem Motor zugewandte Kontur 53, hinausragen. Die Schrauben 8 sind in dieser Position verliersicher in dem Aggregat bzw. der Einheit A gehalten, einerseits durch die sie überdeckenden Bereiche des Flansches 51, andererseits durch nachgiebige Mittel, die die Schrauben in einer solchen Position halten, daß die Gewindegemebereiche 52 nicht aus den Öffnungen 7 herausragen. Diese nachgiebigen Mittel sind derart bemessen, daß ihre Haltekraft

beim Anziehen der Schrauben 8 überwunden wird. Ein solches nachgiebiges Mittel kann durch eine Kunststoffzwischenlage, die den Gewindegang 42 einer Schraube 8 im axialen Bereich einer Bohrung 7 umgibt, gebildet sein. Diese Zwischenlage ist eingeklemmt zwischen dem Schraubengewinde 42 und der Bohrung 7.

Die Kupplungsscheibe 5 ist in einer zur Rotationsachse der Kurbelwelle vorzentrierten Position zwischen Druckplatte 54 und Reibfläche 25 der zweiten Schwungmasse 3 eingespannt und darüberhinaus in einer solchen Position, daß die in der Kupplungsscheibe vorgesehenen Öffnungen 55 sich in einer solchen Position befinden, daß beim Montagevorgang des Aggregates A an der Abtriebswelle der Brennkraftmaschine ein Verschraubungswerkzeug hindurchbewegt werden kann. Es ist ersichtlich, daß die Öffnungen 55 kleiner sind als die Köpfe 56 der Schrauben 8, so daß dadurch eine einwandfreie und verliersichere Halterung der Schrauben 8 in dem Aggregat A gewährleistet ist.

Auch in der Tellerfeder 57, und zwar im Bereich ihrer Zungen 57a, sind Öffnungen bzw. Ausschnitte 58 vorgesehen zum Durchgang des Verschraubungswerkzeuges. Die Ausschnitte 58 können derart vorgesehen sein, daß sie Verbreiterungen bzw. Erweiterungen der zwischen den Zungen 57a vorhandenen Slitze bilden. Die Öffnungen 58 in der Tellerfeder 57, 55 in der Kupplungsscheibe 5 und 29 in der Schwungmasse 3 überdecken einander dabei in Achsrichtung und zwar derart, daß auch bei einer wegen positioniert zu erfolgenden Montage der Einheit A auf der Kurbelwelle erforderlichen unsymmetrischen Anordnung der Bohrungen 7 ein Montagewerkzeug, wie beispielsweise ein Inbusschlüssel, einwandfrei durch die Öffnungen 58 in der Tellerfeder 57 und 55 in der Kupplungsscheibe 5, hindurchreichen und in die Ausnehmungen der Köpfe 56 der Schrauben 8 eingreifen kann. Die Durchgänge 58 für das Verschraubungswerkzeug sind ebenfalls kleiner als die Köpfe 56 der Schrauben 8.

Ein derartiges Komplettaggregat A erleichtert die Montage des Schwungrades erheblich, denn es entfallen verschiedene Arbeitsvorgänge, wie der ansonsten erforderliche Zentriervorgang für die Kupplungsscheibe, der Arbeitsgang für das Einlegen der Kupplungsscheibe, das Aufsetzen der Kupplung, das Einführen des Zentrierdornes, das Zentrieren der Kupplungsscheibe selbst, das Einstecken der Schrauben sowie das Anschrauben der Kupplung und das Entnehmen des Zentrierdornes.

In der oberen Hälfte der Fig. 1 ist diejenige Position einer Schraube 8 angedeutet, welche diese Schraube nach Befestigung der Einheit A an der Abtriebswelle einer Brennkraftmaschine einnimmt.

Bei der in Fig. 2 dargestellten Ausführungsvariante einer Lagerung 106 zwischen den beiden Schwungmassen 102, 103, trägt das den Hauptbestandteil der ersten Schwungmasse 102 bildende Bauteil 113 radial innen einen axialen Ansatz 115, der durch ein eigenes Bauteil gebildet ist, das an den radial inneren, eine Ausnehmung begrenzenden Bereichen des durch ein Blechformteil gebildeten Bauteils 113 befestigt ist. Diese Befestigung kann mittels einer Schweißverbindung erfolgen. Der Ansatz 115 besitzt an seinem der Brennkraftmaschine zugewandten Ende eine, einen axialen und radialen Bereich aufweisende Stufe 115b, auf der die Innenbereiche, insbesondere die innere Mantelfläche, der zentralen Ausnehmung des Bauteils 113 aufgenommen sind. Das hier nur schematisch dargestellte Wälzlagerring 106a ist in ähnlicher Weise, wie in Verbindung mit Fig. 1 beschrie-

ben, auf dem axialen Ansatz 115 und in einer zentralen Bohrung der zweiten Schwungmasse 103 aufgenommen, wobei hier noch zusätzlich zwischen dem radial äußeren Lagerring und der zweiten Schwungmasse 103 ein Zwischenring 103a, der eingepreßt sein kann, vorgesehen ist, der aus einem Material hergestellt ist mit geringer Wärmeleitfähigkeit, wie z. B. einem hitzebeständigen Kunststoff. Dieser Zwischenring 103a bildet eine thermische Isolierung zwischen der zweiten Schwungmasse 103 und dem Wälzlagerring 106a. Die Schulter 117a zur axialen Abstützung der zweiten Schwungmasse 103 ist durch ein scheibenförmiges Bauteil 160 gebildet, das über nicht näher dargestellte Mittel, wie z. B. Niete, mit der zweiten Schwungmasse 103 fest verbunden ist. Im scheibenförmigen Bauteil 160 sind axiale Ausnehmungen 161 vorgesehen für die Durchführung der Schraubenhäupter 156. Die Nabe 152 der Kupplungsscheibe 105 greift mit ihrem Endbereich 151 in den durch den Ansatz 115 begrenzten Hohlraum 150 ein. Im Hohlraum 150 ist ein Pilotlager 153 für das Ende einer Getriebeeingangswelle vorgesehen. Das Pilotlager 153 ist am axialen Ansatz 115 zentriert.

Zur axialen Sicherung des Wälzlagerrings 106a auf dem axialen Ansatz 115 ist ein Sicherungsring 162, der als federnder Ring ausgebildet sein kann, vorgesehen. Der Sicherungsring 162 greift in eine radiale Nut 163 ein, die im axialen Endbereich 115a des axialen Ansatzes 115 eingebracht ist, und zwar auf der der Kupplungsscheibe 105 zugewandten Seite des Lagers 106a. Der innere Lagerring des Wälzlagerrings 106a wird somit axial zwischen dem Sicherungsring 162 und der radialen Schulter 116a des axialen Ansatzes 115 axial gehalten.

Bei der in Fig. 3 dargestellten Ausführungsform ist das Wälzlagerring 206a auf einem axialen Ansatz 262 der zweiten Schwungmasse 203 aufgenommen, und zwar über den Innenring 216. Der Außenring 217 ist innerhalb eines axialen Ansatzes 215 der ersten Schwungmasse 202 aufgenommen. Die beiden axialen Ansätze 215, 262 übergreifen sich teilweise in axialer Richtung und bilden einen ringförmigen Zwischenraum, in dem das Wälzlagerring 206a aufgenommen ist. Der axiale Ansatz 215 ist einteilig ausgebildet mit dem sich im wesentlichen radial erstreckenden Bauteil 213, das zur Befestigung der zweiten Schwungmasse 202 an der Abtriebswelle einer Brennkraftmaschine dient. Der Ansatz 215 könnte jedoch auch durch ein am Bauteil 213 befestigtes rohr- bzw. hülsenförmiges Teil gebildet sein.

Bei der Ausführungsform gemäß Fig. 4 besitzt lediglich die zweite Schwungmasse 303 einen axialen Ansatz 362, auf dem radial außen das Wälzlagerring 306a aufgenommen ist. Der äußere Lagerring des Lagers 306a ist in einer zentralen Bohrung 363 der ersten Schwungmasse 202 aufgenommen. Das Wälzlagerring 306a befindet sich radial innerhalb der Bohrungen 307 zur Aufnahme von Befestigungsschrauben für die Anlenkung der ersten Schwungmasse 202 an die Abtriebswelle einer Brennkraftmaschine.

Bei sehr kleinen Einbauverhältnissen kann bei den einzelnen beschriebenen Ausführungsbeispielen die Wälzlagierung auch derart ausgebildet werden, daß wenigstens eine der Laufbahnen der Wälzlagierung unmittelbar an einem der axialen Ansätze angeformt ist, so daß kein besonderer Lagerring erforderlich ist. Es können jedoch auch alle Abwälzbahnen unmittelbar an Bauteile der beiden Schwungmassen angeformt werden, so daß dann lediglich Wälzkörper erforderlich sind. So kann z. B. bei der Ausführungsform gemäß Fig. 1 der innere Lagerring 16 entfallen und die entsprechende

Abwälzbahn unmittelbar am axialen Ansatz 15 angeformt sein. Bei der Ausführungsform gemäß Fig. 3 könnten beide Lagerringe 216, 217 entfallen und die entsprechenden Abwälzbahnen für die Wälzkörper unmittelbar an den axialen Ansätzen 215, 262 angeformt sein.

In Fig. 5 ist ein geteiltes Schwungrad 401 gezeigt, das eine, an einer nicht gezeigten Kurbelwelle einer Brennkraftmaschine befestigbare, erste oder Primärschwungmasse 402 besitzt sowie eine zweite oder Sekundärschwungmasse 403. Auf der zweiten Schwungmasse 3 ist eine Reibungskupplung 404 unter Zwischenlegung einer Kupplungsscheibe 405 befestigt, über die ein ebenfalls nicht gezeichnetes Getriebe zu- und abgekuppelt werden kann. Die Schwungmassen 402 und 403 sind über eine Lagerung 406 zueinander verdrehbar gelagert, deren Wälzkörper, wie Kugeln radial innerhalb der Bohrungen 407 zur Durchführung von Befestigungsschrauben 408 für die Montage der ersten Schwungmasse 402 auf der Abtriebswelle der Brennkraftmaschine angeordnet sind. Zwischen den beiden Schwungmassen 402 und 403 ist, ähnlich wie bei Fig. 1 die Dämpfungseinrichtung 409 wirksam, die Schraubendruckfedern besitzt, die in einem ringförmigen Raum 411, der einen torusartigen Bereich bildet, untergebracht sind. Der ringförmige Raum 411 ist zumindest teilweise mit einem viskosen Medium, wie beispielsweise Öl oder Fett, gefüllt.

Die Primärschwungmasse 402 ist überwiegend durch ein Bauteil 413, das aus Blechmaterial hergestellt wurde, gebildet. Das Bauteil 413 besitzt einen im wesentlichen radial verlaufenden, flanschartigen Bereich 414, der radial innen Bohrungen bzw. Löcher 407 aufweist.

Das einreihige Kugellager 406a ist als Blechlager hergestellt und besitzt einen die radial innere Laufbahn für die Kugeln bildenden Lagerring 416, der gegenüber der Primärschwungmasse 402 zentriert ist und einen die radial äußere Laufbahn bildenden äußeren Lagerring 417, der die Sekundärschwungmasse 403 trägt. Der die innere Abwälzbahn bildende Lagerring 416 besitzt einen radial innen angeformten und in Richtung der Kupplungsscheibe 405 weisenden axialen Ansatz 416a, der radial außen die Abwälzbahn bildet. Der axiale Ansatz 416a befindet sich dabei zumindest annähernd auf gleicher axialer Höhe mit der Sekundärschwungmasse 403. Der axiale Lagerringansatz 416a geht an seinem der Kupplungsscheibe 405 abgewandten Ende in eine radial nach außen hin verlaufende ringförmige Abstufung 416b über, die ihrerseits wiederum einmündet in einen radial nach außen hin gerichteten flanschartigen bzw. scheibenartigen Bereich 416c. Zur Zentrierung des Lagerrings 416 besitzt das aus Blech hergestellte Bauteil 413 Anformungen in Form von Anprägungen 413a, die mit dem äußeren Durchmesser des scheibenförmigen Bereiches 416c zur Zentrierung des Lagerrings 416 zusammenwirken. Der scheibenförmige Bereich 416c besitzt Ausnehmungen 407a, die sich mit den axialen Ausnehmungen 407 – in axialer Richtung gesehen – überdecken. Die Ausnehmungen 407 und 407a können dabei den gleichen Querschnitt aufweisen. Bei der Montage des Schwunggrades 401 auf die Abtriebswelle der Brennkraftmaschine werden die radial inneren Bereiche 414a des ringförmigen Bauteiles 413 zwischen dem Anschraubflansch der Abtriebswelle der Brennkraftmaschine und dem scheibenartigen Bereich 416c des Lagerrings 416 axial angespannt. Es wird also der Lagerring 416 durch die Schrauben 408 an der Abtriebswelle der Brennkraftmaschine gesichert.

Der Lagerring 417 hat radial innen einen in Richtung

des Bauteils 413 verlaufenden axialen Ansatz 417a angeformt, der die äußere Abwälzbahn bildet. An seinem der Kupplungsscheibe 405 zugewandten Ende geht der axiale Ansatz 417a in einen radial nach außen hin verlaufenden scheibenförmigen Bereich 417b über. Über diesen Bereich 417b trägt der Lagerring 417 die Sekundärschwungmasse 403. Hierfür ist der scheibenartige Bereich 417b radial außen über Nietverbindungen 403a mit der Sekundärschwungmasse 403 verbunden. Die Schwungmasse 403 besitzt einen axialen Rücksprung 403b, der eine Zentrierfläche für den Lagerring 417 bildet, wobei diese durch den Rücksprung 403b gebildete Zentrierfläche mit der äußeren Mantelfläche des radialen Lagerbereiches 417b zusammenwirkt.

Der im wesentlichen radial verlaufende Bereich 414 geht radial außen in einen halbschalenartig bzw. C-förmig ausgebildeten Bereich 418 über, der die Kraftspeicher wenigstens über deren Außenumfang zumindest teilweise umgreift und führt bzw. abstützt. Der radial äußere, schalenartige Bereich 418 des Blechkörpers 413 ist gegenüber den radial weiter innen liegenden Bereichen 414 in Richtung zur Brennkraftmaschine hin axial versetzt. An seinem in Richtung der zweiten Schwungmasse 403 bzw. der Kupplung 404 weisenden Ende trägt der schalenartige Bereich 418 einen ebenfalls schalenartig ausgebildeten Körper 419, der aus Blech gebildet sein kann und ebenfalls zur Bildung bzw. Abgrenzung des ringförmigen Raumes 411 dient. Der Körper 419 ist mit dem Blechkörper 413 verschweißt und besitzt einen sich radial nach innen hin erstreckenden Abschnitt 419a. Der durch den schalenartigen Körper 419 und den schalenartigen Bereich 418 gebildete torusartige Bereich 412 ist, in Umfangsrichtung betrachtet, unterteilt in einzelne Aufnahmen, in denen Kraftspeicher vorgesehen sind. Die einzelnen Aufnahmen sind, in Umfangsrichtung betrachtet, voneinander getrennt durch Beaufschlagungsbereiche für die Kraftspeicher, welche durch in das Blechteil 413 und den schalenartigen Körper 419 eingeprägte Taschen 418b, 419b gebildet sein können. Die mit der zweiten Schwungmasse 403 verbundenen Beaufschlagungsbereiche 421 für die Kraftspeicher sind vom Kupplungsdeckel 422 getragen.

Die Beaufschlagungsbereiche 421 sind durch radiale Arme 421 gebildet, die einstückig sind mit dem Kupplungsdeckel 422 und in den Ringraum 411 radial eingreifen, und zwar zwischen die Enden von in Umfangsrichtung benachbarten Kraftspeichern. Die Beaufschlagungsbereiche bzw. Arme 421 sind radial innen mit einem axial verlaufenden, zylinderförmigen Bereich 423 des Deckels 422 verbunden. Der axial verlaufende Deckelbereich 423 umhüllt bzw. umgreift mit einem Abschnitt 423a die zweite Schwungmasse 403 und ist mit dieser über in den Abschnitt 423a eingebrachte Anprägungen 424, die in entsprechende Vertiefungen der Schwungmasse 403 eingreifen, fest verbunden. Zur Positionierung der zweiten Schwungmasse 403 gegenüber dem Kupplungsdeckel 422 während deren Verbindung, kann der Deckel 422 eine axiale Schulter aufweisen, an der sich die Schwungmasse 403 axial abstützen kann.

Wie aus Fig. 5 zu entnehmen ist, ist der ringförmige Raum 411 bzw. dessen torusartiger Bereich 412 überwiegend radial außerhalb der äußersten Konturen der zweiten Schwungmasse 403 angeordnet. Dadurch können das zur Anlenkung der ersten Schwungmasse 422 an der Abtriebswelle der Brennkraftmaschine dienende und den torusartigen Bereich 411 tragende Bauteil 413, welches an die Brennkraftmaschine angrenzt, und die zweite Schwungmasse 403 radial innerhalb des ringförmigen Raumes 411 positioniert werden.

migen Raums 411 sich über eine verhältnismäßig große radiale Erstreckung, unter Bildung eines Zwischenraums bzw. Luftspaltes 430, unmittelbar gegenüberliegen, also direkt benachbart sein, wodurch eine in axialer Richtung sehr kompakte Bauweise des aus Schwungrad 401, Kupplung 404 und Kupplungsscheibe 405 bestehenden Aggregats ermöglicht wird. Bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel ist die Schwungmasse 403 über praktisch ihre gesamte radiale Erstreckung dem motorseitigen Bauteil 413 benachbart. Dies wird unter anderem dadurch ermöglicht, daß die Abdichtung des ringförmigen Raumes 411 durch eine Dichtung 431 gewährleistet wird, die zwischen den inneren konischen Bereichen des radialen Abschnittes 419a und einer äußeren, am Außenumfang des Deckels 422 angeformten Dichtfläche wirksam ist. Durch den erfundungsgemäßen Aufbau erstrecken sich also keinerlei Bauteile radial zwischen die beiden Schwungmassen 402 und 403.

Der Zwischenraum 430 dient zur Kühlung des Schwungrades 401, und zwar, indem durch diesen Zwischenraum 430 ein Kühlstrom hindurchgeführt wird. Zur Erzeugung einer solchen Kühlzirkulation besitzt der radiale Bereich 417b des Lagers 406 radial innerhalb der Nietverbindungen 403a axiale Ausnehmungen 433. Der durch die Ausnehmungen 433 einmündende Luftstrom strömt unmittelbar an dem Bereich 414 vorbei bzw. ist auf diesen Bereich 414 gerichtet. Zusätzlich oder alternativ zu den Ausnehmungen 433 kann der radial verlaufende Bereich 414 des Blechkörpers 413 axiale Durchlässe 434 aufweisen, die den Zwischenraum 430 mit der dem Motor zugewandten Seite des Bauteils 413 verbinden. Zur Verbesserung der Kühlung kann die zweite Schwungmasse 403 weitere axiale Durchlässe 435 aufweisen, die radial weiter außen liegen und auf der Reibfläche 432 abgewandten Seite mit dem Zwischenraum 430 in Verbindung stehen und auf der der Kupplung 404 zugewandten Seite der Schwungmasse 403 radial außerhalb der Reibfläche 432 ausmünden. Die Durchlässe 435 sind radial außen durch den axialen Abschnitt 423a des Deckels 422, welcher die Schwungmasse 403 umgreift, begrenzt. Die axialen Durchlässe bzw. Ausnehmungen 433, 434 und 435 können, in Umfangsrichtung betrachtet, länglich ausgebildet sein. Die Ausnehmungen 433 dienen gleichzeitig zur Aufnahme bzw. Durchführung der Befestigungsschrauben 408.

Zur Abdichtung der teilweise mit viskosem Medium gefüllten, ringförmigen Kammer 411 sind eine radial weiter innen liegende Dichtung 436 und die radial weiter außen angeordnete Dichtung 431 vorgesehen. Die Dichtung 436 ist durch ein membranartiges bzw. tellerfederförmiges Bauteil gebildet, das sich an dem radial verlaufenden Bereich 414 der Schwungmasse 402 abstützt, und zwar auf einem Durchmesserbereich, der sich radial außerhalb des mittleren Reibdurchmessers der Reibfläche 432 der Schwungmasse 403 befindet. Radial außen ist die Dichtung 436 am Deckel 422 zentriert. Die axial federnd verspannte Dichtung 436 ist auf radikaler Höhe der Belüftungskanäle 435 der Schwungmasse 403 vorgesehen. Durch die Ausgestaltung und Anordnung der Dichtungen 431, 436 wird gewährleistet, daß der Freiraum bzw. Luftspalt 430, der unmittelbar zwischen den beiden Schwungmassen 402 und 403 vorgesehen ist, eine verhältnismäßig große radiale Erstreckung aufweist, wodurch die Kühlung der die Reibfläche 432 aufweisenden Schwungmasse 403 erheblich verbessert werden kann. Weiterhin können, aufgrund der Anordnung der Dichtung 431, die radial äußeren Belüftungskanäle 435 radial innerhalb dieser Dichtung 431 axial an

dieser vorbeigeführt werden und kupplungsseitig ausmünden. Der Kupplungsdeckel 422 besitzt in seinem axial verlaufenden Bereich 423 Ausnehmungen 438, die mit den Durchlässen 435 zur Erzeugung eines Kühlstromes zusammenwirken.

Die Kupplung 404, die Kupplungsscheibe 405 und das Zweimassenschwungrad 401 bilden, ähnlich wie dies in Zusammenhang mit den Fig. 1 und 2 beschrieben wurde, eine Baueinheit, die vormontiert ist.

Die Erfindung ist nicht auf die dargestellten und im einzelnen beschriebenen Ausführungsbeispiele beschränkt, sondern umfaßt insbesondere auch Varianten, die durch Kombinationen von einzelnen, in Verbindung mit den verschiedenen Ausführungsformen beschriebenen Merkmalen bzw. Elementen gebildet werden können.

Patentansprüche

1. Drehmomentübertragungseinrichtung mit einer ersten, an der Brennkraftmaschine befestigbaren, und einer zweiten, über eine Kupplung einem Getriebe zu- und abschaltbaren Schwungmasse, die über eine Wälzlagierung relativ zueinander drehbar gelagert sind und zwischen denen eine Dämpfungseinrichtung vorgesehen ist, mit in Umfangsrichtung wirksamen Kraftspeichern, dadurch gekennzeichnet, daß die einen Hohlraum zur Durchführung eines Elementes, wie einer Getriebewelle umhüllende Wälzlagierung auf einem zumindest im wesentlichen kleineren Durchmesser vorgesehen ist als die Verschraubungsbohrungen für die von der dem Motor abgekehrten Seite der einen Schwungmasse her einschraubbaren Schrauben zur Befestigung der ersten Schwungmasse an der Abtriebswelle der Brennkraftmaschine und daß in der anderen Schwungmasse zumindest annähernd mit den Verschraubungsbohrungen fluchende Durchgangsbohrungen vorgesehen sind.
2. Drehmomentübertragungseinrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Lagerung einen axialen Ansatz an der mit der Abtriebswelle der Brennkraftmaschine befestigbaren Schwungmasse umschließt.
3. Drehmomentübertragungseinrichtung nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß die den axialen Ansatz aufweisende Schwungmasse auch eine Kammer trägt, die die in Umfangsrichtung wirksamen Kraftspeicher aufnimmt und ein viskos Medium enthält.
4. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß die Wälzlagierung ein Lager verwendet ist, dessen Innenring aufsitzt auf der axialen Verlängerung einer der Schwungmassen und dessen Außenring die andere Schwungmasse trägt und daß der Durchmesser des Außenringes kleiner ist als der Durchmesser, auf dem die Verschraubungsbohrungen vorgesehen sind.
5. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß die axiale Verlängerung einstückig ist mit der einen der Schwungmassen.
6. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 2 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß die Nabe der Kupplungsscheibe der Reibungskupplung axial in die (hohle) Verlängerung eintaucht.

7. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, daß die Durchgangsbohrungen in der zweiten Schwungmasse im Durchmesser kleiner sind als die Köpfe der Befestigungsschrauben. 5

8. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 7, dadurch gekennzeichnet, daß einer der Lagerringe der Wälzlagerung einstückig ausgebildet ist mit einem axialen Ansatz einer der Schwungmassen. 10

9. Drehmomentübertragungseinrichtung nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, daß der radial äußere Lagerring einstückig ist mit dem mit der ersten Schwungmasse verbundenen Ansatz. 15

10. Drehmomentübertragungseinrichtung, insbesondere nach mindestens einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das geteilte Schwungrad, zusammen mit dem Kupplungsaggregat, bestehend aus Kupplung und Kupp lungsscheibe, eine auf der Kurbelwelle der Brennkraftmaschine befestigbare Baueinheit bildet. 20

11. Drehmomentübertragungseinrichtung nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, daß die Baueinheit auch das die beiden Schwungmassen zueinander lagernde Wälzlager beinhaltet. 25

12. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 11, dadurch gekennzeichnet, daß die Befestigungsschrauben in den Verschraubungsbohrungen verliersicher gehalten sind. 30

13. Drehmomentübertragungseinrichtung nach Anspruch 12, dadurch gekennzeichnet, daß die Schrauben durch nachgiebige Mittel gehalten sind. 35

14. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 10 oder folgende, dadurch gekennzeichnet, daß die Kupplungsscheibe in einer zur Rotationsachse der Kurbelwelle vorzentrierten Position zwischen zweiter Schwungmasse und Druckplatte der Kupplung eingespannt ist. 40

15. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 10 oder folgende, dadurch gekennzeichnet, daß in der Kupplungsscheibe Öffnungen vorhanden sind, die deckungsgleich sind mit den Verschraubungsbohrungen für die Befestigung am Motor und daß die Kupplungsscheibe derart zwischen zweiter Schwungmasse und Druckplatte der Kupplung eingespannt ist, daß die Verschraubungsbohrungen und die Öffnungen einander überdecken. 45

16. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 10 bis 15, dadurch gekennzeichnet, daß in der Tellerfeder der Kupplung im Bereich der Zungen Öffnungen vorgesehen sind zum Einführen eines Verschraubungswerkzeuges und daß diese Öffnungen überdeckend sind mit den Öffnungen in der Kupplungsscheibe und den Bohrungen im Tragflansch für das Lager. 50

17. Drehmomentübertragungseinrichtung nach Anspruch 16, dadurch gekennzeichnet, daß die Öffnungen in der Tellerfeder und in der Kupplungsscheibe fluchtend sind mit den Bohrungen im Tragflansch. 60

18. Drehmomentübertragungseinrichtung nach Anspruch 17, dadurch gekennzeichnet, daß die Öffnungen in der Tellerfeder gleichmäßige Teilung haben und im Durchmesser größer sind als der Durchmesser des Schraubwerkzeuges, derart, daß auch bei versetzten Bohrungen im Tragflansch das oder die Schraubwerkzeug(e) auf die Schraube 65

trifft (treffen). 19. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 16 oder folgende, dadurch gekennzeichnet, daß die Öffnungen in der Tellerfeder zum Durchgang eines Verschraubungswerkzeuges ausgebildet und kleiner sind als die Köpfe der Befestigungsschrauben. 20. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 15 oder folgende, dadurch gekennzeichnet, daß die Öffnungen in der Kupplungsscheibe zum Durchgang eines Verschraubungswerkzeuges ausgebildet und kleiner sind als die Köpfe der Befestigungsschrauben. 21. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 20, dadurch gekennzeichnet, daß die Öffnungen in der zweiten Schwungmasse zum Durchgang eines Verschraubungswerkzeuges ausgebildet und kleiner sind als die Köpfe der Befestigungsschrauben. 22. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 21, dadurch gekennzeichnet, daß die Länge der Befestigungsschrauben derart bemessen und diese derart in der Einheit gehalten sind, daß die Köpfe sich im Innenraum des von der Kupplung umschlossenen Bauraumes befinden und die Gewindegänge sich axial innerhalb der motorseitigen Kontur der ersten Schwungmasse befinden. 23. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 22, dadurch gekennzeichnet, daß die erste Schwungmasse auch das Pilotlager trägt. 24. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 10 bis 23, dadurch gekennzeichnet, daß die Kupplung lösbar auf der Einheit befestigt ist. 25. Drehmomentübertragungseinrichtung, insbesondere nach einem der Ansprüche 1 bis 24, dadurch gekennzeichnet, daß die beiden Schwungmassen zueinander lagernde Wälzlager aus Blechmaterial hergestellt ist. 26. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 25, dadurch gekennzeichnet, daß wenigstens einer der Lagerringe einen axial verlaufenden Bereich besitzt, der wenigstens eine Abwälzbahn bildet, sowie einen mit dem axialen Bereich verbundenen radialen scheibenartigen Bereich zur Verbindung des Lagerrings mit einer der Schwungmassen. 27. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 26, dadurch gekennzeichnet, daß beide Lagerringe einen axialen Bereich aufweisen zur Bildung wenigstens einer Abwälzbahn sowie einen radialen Bereich besitzen zur Befestigung mit einer Schwungmasse. 28. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 25 bis 27, dadurch gekennzeichnet, daß der innere Lagerring mit der Primärschwungmasse und der äußere Lagerring mit der Sekundärschwungmasse verbindbar ist. 29. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 28, dadurch gekennzeichnet, daß beide Lagerringe einen radial nach außen hin gerichteten flanschartigen Bereich besitzen. 30. Drehmomentübertragungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 28, dadurch gekennzeichnet, daß der radiale Bereich des mit der Sekundärschwungmasse verbundenen Lagerrings Öffnun-

Beschreibung

Die Erfindung bezieht sich auf ein Wälzlag, z. B. für die Anwendung bei einem Gegenstand nach einer der Patentanmeldungen P 40 27 629.5, und zwar gemäß Fig. 1 bis 4, oder P 40 41 722.0, und zwar gemäß Fig. 1 bis 3, 5 und 9, und nimmt zumindest insofern voll Bezug auf den gesamten Inhalt dieser Anmeldungen, der auch zum Gegenstand der vorliegenden Anmeldung übernommen sei.

Der vorliegenden Erfindung lag die Aufgabe zugrunde, derartige hochbelastete Aggregate und insbesondere deren Lagerung zu verkleinern und damit zu verbilligen und trotzdem die geforderte Lebensdauer zu gewährleisten bzw. noch zu erhöhen bzw. die Funktion noch zu verbessern, indem z. B. die Schmierung, Dichtung und Wärmeisolierung optimiert wird. Darüberhinaus sollen die Montage und die Handling-Arbeiten erleichtert werden, indem eine vormontierte Einheit von Lager und Dichtung und/oder Wärmeisolierung geschaffen wird.

Dies wird gemäß der vorliegenden Erfindung dadurch erzielt, daß bei den eingangs erwähnten Anordnungen in an sich bekannter Weise zwischen Außenring und dem von diesem getragenen Bauteil, wie der Sekundärmasse, eine Zwischenlage, wie eine Isolierung, vorgesehen wird, die sich auf wenigstens einer Seite des Lagers mit einem weiteren Abschnitt bis hin zum inneren Lagerring erstreckt und daß im Bereich des weiteren Abschnittes eine vom Lager weg gerichtete, einen Hohlraum bildende Anformung zur Aufnahme von Lagerschmiermittel, wie insbesondere Fett, vorgesehen ist. Durch ein derartiges Reservoir, welches sich im Bereich zwischen einer radial gerichteten Anformung einer der Schwungmassen, wie der Sekundärschwungmasse, und einem das Lager aufnehmenden Ansatz der anderen Schwungmasse, wie der Primärschwungmasse, in Achsrichtung erstrecken kann, ist ein Reservoir geschaffen, welches eine erhebliche Erhöhung der Schmiermittelkapazität eines derartigen Lagers und damit eine Erhöhung der Lebensdauer gewährleistet.

Zweckmäßigerverweise erstreckt sich eine Fortsetzung der den Hohlraum umschließenden Wandung bis zum Innenring und untergreift diesen bzw. taucht in einen Raum bzw. Rücksprung oder Absatz des inneren Lagerrings ein. Hierdurch kann mit dem Lagerring eine Spaldichtung mit mindestens einem Spalt gebildet sein oder eine Berührungsdiichtung oder eine Kombination von beiden Dichtungsmöglichkeiten, wobei die Dichtwirkung bei hoher Drehzahl unter der einwirkenden Fliehkrat noch erhöht werden kann.

Zur Erhöhung der Dichtwirkung kann der innere Lagerring oder die Zwischenlage an den einander gegenüberliegenden Bereichen wenigstens einen, auf das jeweils andere Bauteil zu gerichteten ringförmigen Vorsprung besitzen, wobei es zweckmäßig sein kann, wenn der innere Lagerring einen derartigen Vorsprung besitzt, wodurch sich gegebenenfalls unter Einwirkung der Fliehkrat dieser Vorsprung in die Zwischenlage einbetten bzw. einarbeiten kann, wodurch eine fast berührungsreie oder eine Spaldichtung mit sehr geringer Luft entstehen kann. Die Zwischenlage kann, wie an sich bekannt, aus einem thermisch isolierenden Kunststoff gebildet sein; sie kann jedoch auch aus einem Blechformteil gebildet sein und eine Kunststoffbeschichtung aufweisen.

Gemäß einem weiteren unabhängigen Erfindungsmerkmal besitzt der äußere Lagerring einen

armierten Dichtring, der auf einem radial äußeren Bereich des äußeren Lagerringes aufgesetzt ist. Derartige Dichtringe sind ansonsten im Bereich der Innenkontur des äußeren Lagerringes festgelegt. Der Dichtring gemäß den obenerwähnten Erfindungsmerkmalen besitzt zweckmäßigerverweise einen axial verlaufenden Bereich, der in einer Aussparung bzw. Anformung, wie z. B. einem Rücksprung oder einer Abstufung, des äußeren Lagerringes anliegt bzw. aufgenommen ist. Dieser Dichtring kann in vorteilhafter Weise mit einem axial verlaufenden Bereich zwischen der Zwischenlage und dem äußeren Lagerring vorgesehen sein, und es kann weiterhin vorteilhaft sein, wenn der axial verlaufende Bereich des Dichtrings einen elastischen Wulst angeformt hat, der die Dichtungsfunktion in besonders vorteilhafter Weise übernehmen kann. Dabei ist es von besonderem Vorteil, wenn der Dichtring derart verbaut ist, daß dessen elastischer Wulst zwischen äußerem Lagerring und der Zwischenlage elastisch verspannt ist, wofür in der Zwischenlage und/oder im äußeren Lagerring eine Rille vorgesehen sein kann. Gemäß einem weiteren selbständigen Erfindungsmerkmal besitzt der innere Lagerring des Wälzlagers einen im wesentlichen L-förmigen Querschnitt, dessen axial verlaufender Schenkel eine Wälzlageraufbahn angeformt hat und dessen anderer Schenkel Bereiche zur Anlenkung bzw. Befestigung an einer der Schwungmassen, wie der Primärschwungmasse, aufweist, wobei es zweckmäßig sein kann, wenn der andere Schenkel radial nach innen gerichtet ist. Ein derart ausgebildeter Lagerring kann in besonders einfacher Weise durch ein Blechformteil hergestellt sein.

Gemäß einem weiteren unabhängigen Erfindungsmerkmal ist das Wälzlag als vollkugeliges, käfigloses Lager ausgeführt. Durch diese Ausführungsform läßt sich die Belastbarkeit des Lagers durch die Erzielung einer Tragzahlerhöhung in vorteilhafter Weise steigern. Um die Bauform des vollkugeligen Wälzlagers zu erhalten, kann zur Befüllung des Lagers mit Kugeln der äußere Lagerring gesprengt sein.

Eine zweckmäßige Ausführung dieses Wälzlagers kann vorsehen, daß der äußere Lagerring nach dem Befüllen des Lagers mit Kugeln durch den Armierungsring des Dichtrings wieder geschlossen gehalten wird. Eine weitere vorteilhafte Bauform des Wälzlagers kann dadurch gebildet sein, daß durch das Überstülpen der Zwischenlage über den äußeren Lagerring eine Bau- bzw. Montageeinheit gebildet wird. Durch diese vormontierte Einheit von Lager, Dichtring und Zwischenlage werden die Montage- und die Handlingarbeiten wesentlich erleichtert.

Eine weitere Ausgestaltungsform des erfindungsmaßen Wälzlagers kann vorsehen, daß die radial innere und/oder radial äußere sich axial erstreckende Begrenzung der Anformung zur Aufnahme von Lagerschmiermittel bezüglich der Rotationsachse des Wälzlagers geneigt ausgeführt ist, daß also diejenigen Wandungsabschnitte, die nach radial innen und/oder radial außen die an der Zwischenlage vorgesehene Anformung zur Aufnahme von Lagerschmiermittel begrenzen, gegenüber der Rotationsachsrichtung des Lagers geneigt sind. Dadurch kann einerseits die Strömungsbewegung des Lagerschmiermittels aus der den Hohlraum bildenden Anformung in die Lagerlaufbahn zu den Wälzkörpern positiv beeinflußt werden, und andererseits können die so geneigten Flächen zur Montageerleichterung bzw. als Einfädelungsschrägen dienen.

Anhand der Fig. 1 bis 4 sei die Erfindung näher erläu-

gen aufweist, die überdeckend sind mit den Verschraubungsbohrungen für die Befestigung der Primärschwungmasse am Motor.

31. Drehmomentübertragungseinrichtung, insbesondere nach einem der Ansprüche 1 bis 30, dadurch gekennzeichnet, daß der Kupplungsdeckel mit einem axialen Bereich die Sekundärschwungsmasse umgreift und mit dieser über in den die Sekundärschwungsmasse umgreifenden Abschnitt des axialen Bereiches eingebrachte Anprägungen, die in entsprechende Vertiefungen der Schwungmasse eingreifen, fest verbunden ist. 5 10

Hierzu 4 Seite(n) Zeichnungen

15

20

25

30

35

40

45

50

55

60

65

Fig. 1

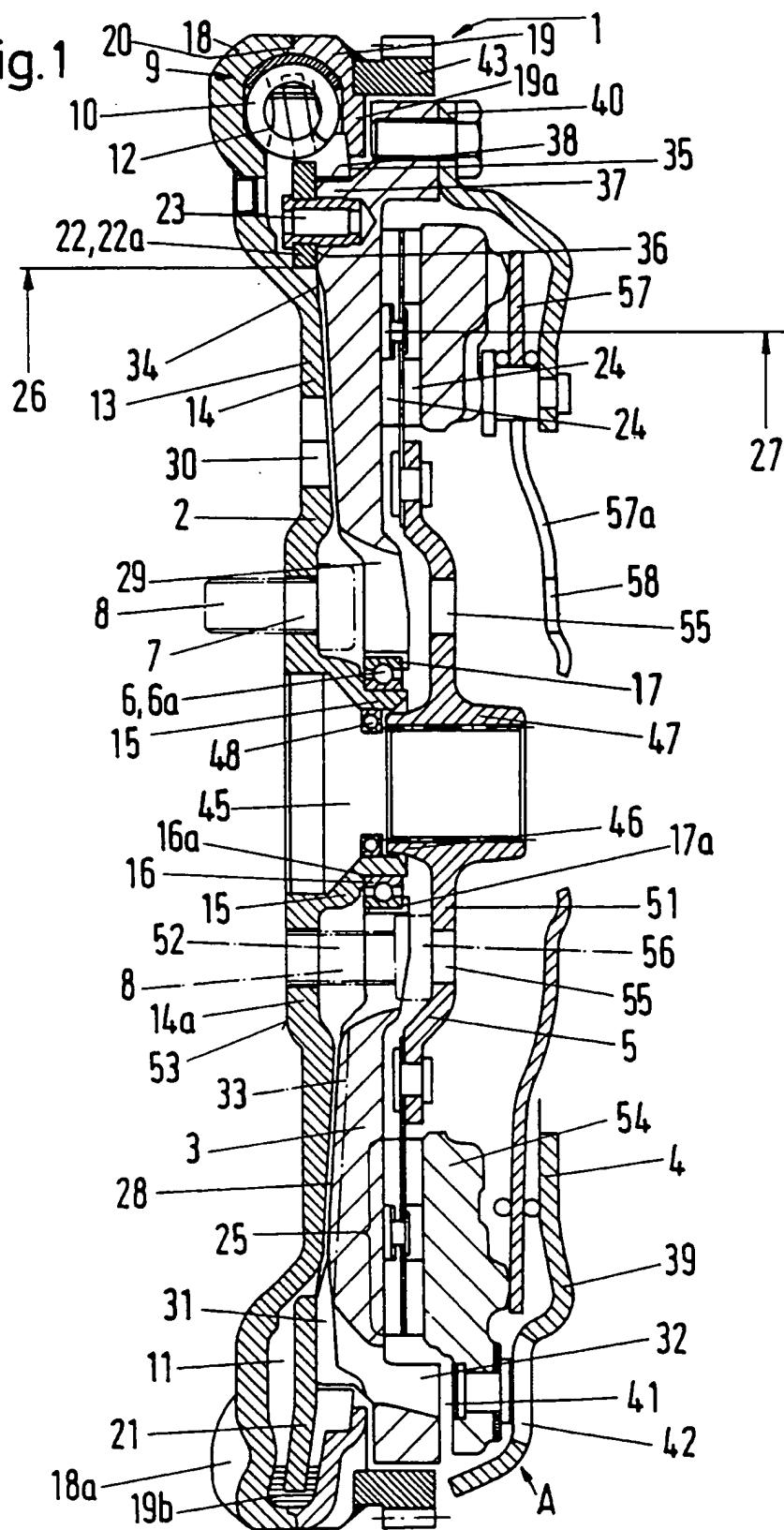


Fig. 2

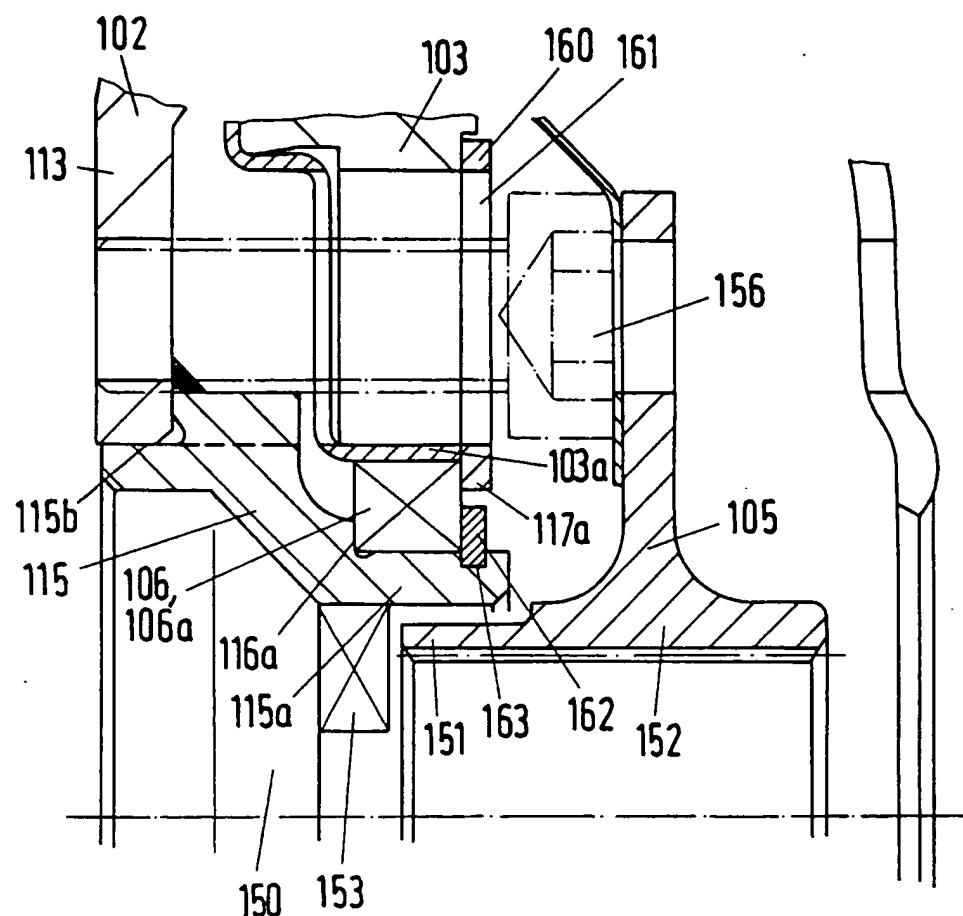


Fig. 3

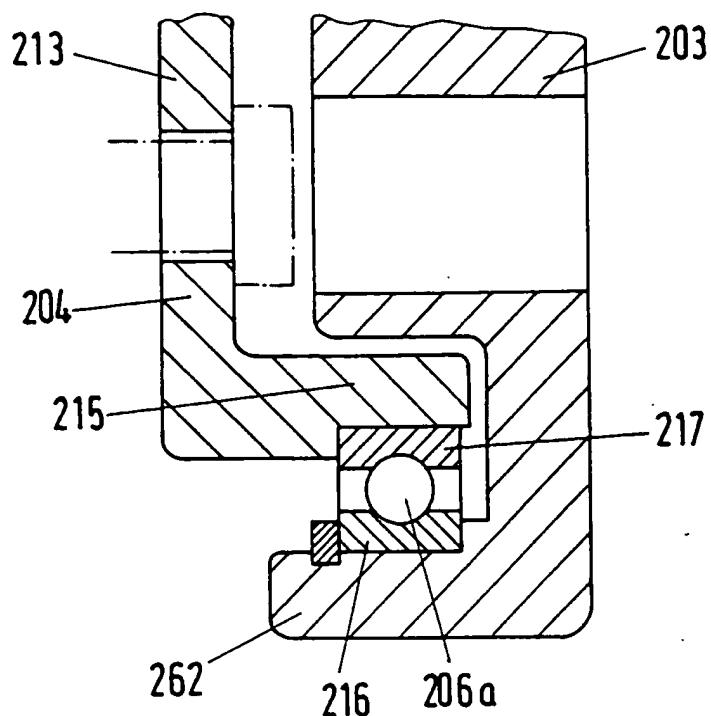


Fig. 4

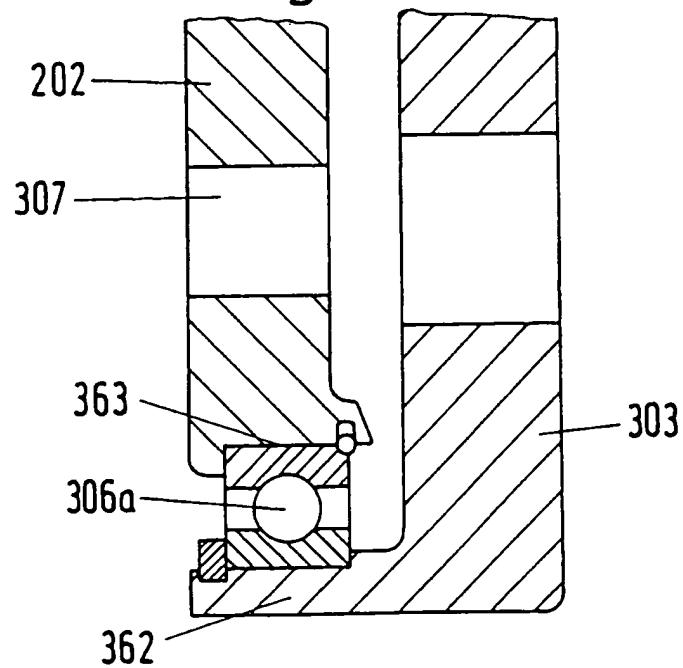
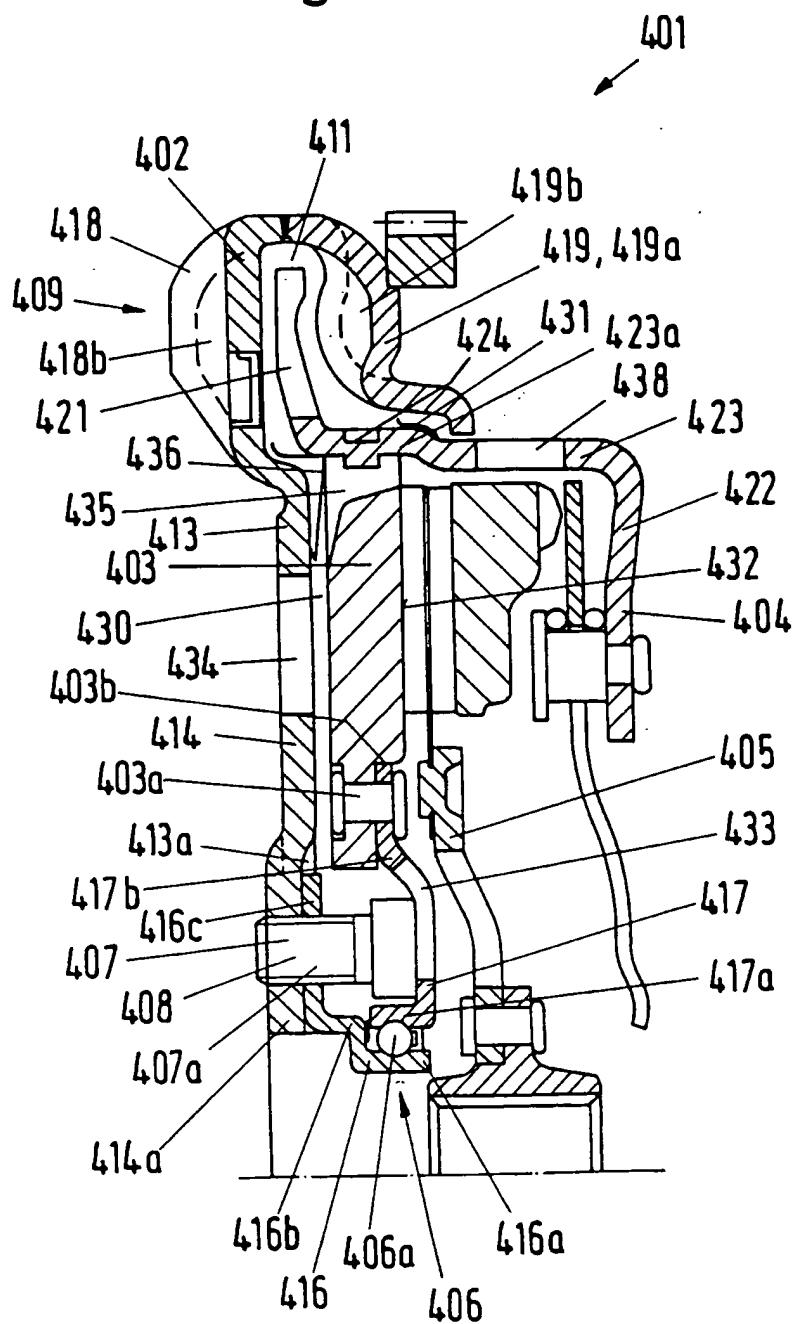


Fig. 5





DE4117582

[Biblio](#) [Desc](#) [Claims](#) [Drawing](#)

Divided flywheel structure

Patent Number: DE4117582
Publication date: 1991-12-05
Inventor(s): FRIEDMANN OSWALD (DE)
Applicant(s): LUK LAMELLEN & KUPPLUNGSBAU (DE)
Requested Patent: [DE4117582](#)
Application Number: DE19914117582 19910529
Priority Number(s): DE19914117582 19910529; DE19904017519 19900531; DE19904020759 19900629; DE19904027542 19900831; DE19904027593 19900831; DE19904027614 19900831; DE19904027629 19900831; DE19904041709 19901224; DE19904041722 19901224
IPC Classification: F16D3/80; F16D13/60
EC Classification: [F16F15/12M](#), [F16F15/131S](#), [F16F15/134](#), [F16F15/16S](#), [F16F15/30D](#)
Equivalents:

Abstract

A divided flywheel comprises a first flywheel mass (2) fixable on an internal combustion engine and a second flywheel mass which can be engaged with or disengaged from a gearbox by a clutch. The flywheel masses are journaled relative to each other by way of a bearing (4). The masses have a damping device between them, housed in a torus (9) which lies around the outer periphery of the flywheel. The second flywheel mass lies partly within the envelope defined by the torus (9) and the torus itself lies outside the friction damiameter of the clutch. The damping device comprises helical compression springs (9) within the grease-filled torus (9). A wall (17) of the torus is adjoined by a membrane seal (18).

Data supplied from the [esp@cenet](#) database - I2